

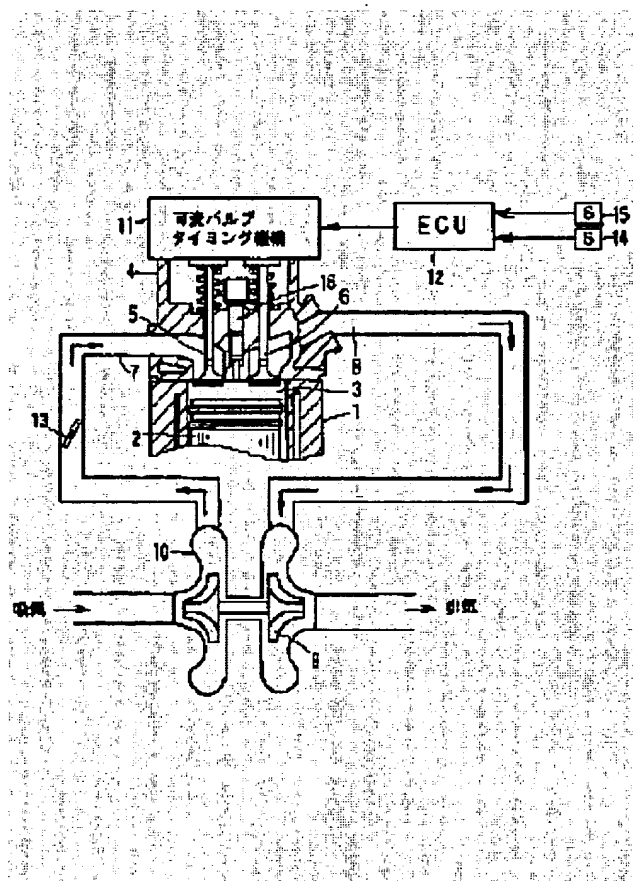
INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH TURBO SUPERCHARGER

Patent number: JP10288056
Publication date: 1998-10-27
Inventor: WAKIMOTO TORU; OKI HISASHI
Applicant: NIPPON SOKEN INC;; TOYOTA MOTOR CORP
Classification:
- **International:** F02D23/00; F02B37/00; F02D13/02
- **European:**
Application number: JP19970097644 19970415
Priority number(s):

Abstract of JP10288056

PROBLEM TO BE SOLVED: To increase engine output while reducing turbo lag.

SOLUTION: A time at which an air intake valve 5 opens is changed from during an air intake process to an exhaust process as an engine speed is increased. Because a kinetic energy can be given more to the air intake than to an engine at the suction of air intake, the exhaust gas energy can be increased. As a result, because a force to drive a turbine 9 becomes large, an engine output can be increased while reducing a turbo lag.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-288056

(43) 公開日 平成10年(1998)10月27日

(51) Int.Cl.⁶
F 0 2 D 23/00
F 0 2 B 37/00
F 0 2 D 13/02

識別記号

3 0 2

F I

F 0 2 D 23/00

F 0 2 B 37/00

F 0 2 D 13/02

K

3 0 2 A

H

B

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平9-97644

(22) 出願日 平成 9 年 (1997) 4 月 15 日

(71) 出願人 000004695

株式会社日本自動車部品総合研究所
愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 脇本 亨

愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地 株式会
社日本自動車部品総合研究所内

(72) 発明者 大木 久

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内

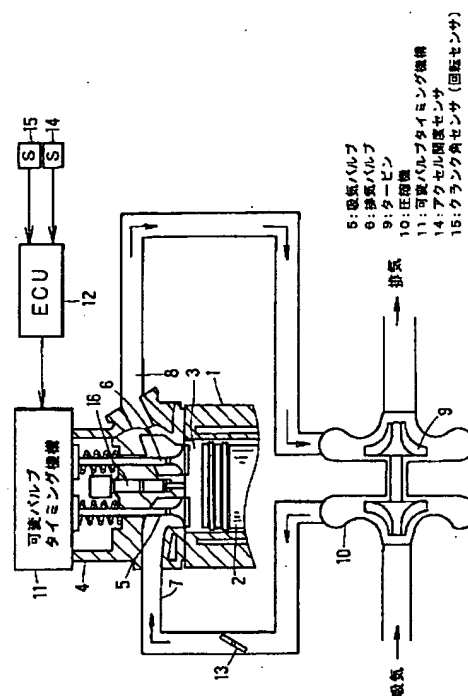
(74) 代理人 弁理士 伊藤 洋二

(54) 【発明の名称】 ターボ過給機付内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 ターボラグを小さくしつつ、エンジン出力を向上させる。

【解決手段】 エンジン回転数が高くなるほど、吸気バルブ5が開く時期を、吸入工程途中から排気工程側に変化させる。これにより、吸気の吸入時に、エンジンより吸気に多くの運動エネルギーを与えることができるので、排気のエネルギーを増大させることができる。したがって、タービン9を駆動する力が大きくなるので、ターボラグを小さくしつつ、エンジン出力を向上させることができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 内燃機関の吸気バルブ(5)の開閉時期を変化させる可変バルブタイミング機構(11)と、前記可変バルブタイミング機構(11)を制御する制御手段(12)と、

前記内燃機関の排気により、前記内燃機関の吸気を過給するターボ過給機(9、10)と、

前記内燃機関の回転数を検出する回転検出手段(15)とを備え、

前記制御手段(12)は、前記回転検出手段(15)の検出値が所定値より低いときには、前記内燃機関の吸入行程において前記内燃機関のピストン(2)が上死点から下死点側に変位したときに、前記吸気バルブ(5)を開くように前記可変バルブタイミング機構(11)を制御することを特徴とするターボ過給機付内燃機関。

【請求項2】 内燃機関の吸気バルブ(5)の開閉時期を変化させる可変バルブタイミング機構(11)と、前記可変バルブタイミング機構(11)を制御する制御手段(12)と、

前記内燃機関の排気により、前記内燃機関の吸気を過給するターボ過給機(9、10)と、

前記内燃機関の回転数を検出する回転検出手段(15)とを備え、

前記制御手段(12)は、前記回転検出手段(15)の検出値が高くなるほど、前記吸気バルブ(5)が開く時期を、前記内燃機関の吸入行程中から排気行程側に変化させるように前記可変バルブタイミング機構(11)を制御することを特徴とするターボ過給機付内燃機関。

【請求項3】 前記内燃機関の負荷を検出する負荷検出手段(14)を備えており、

前記制御手段(12)は、前記負荷検出手段(14)の検出値が大きくなるほど、前記吸気バルブ(5)が開く時期を、前記内燃機関の吸入行程の上死点側から下死点側に変化させるように前記可変バルブタイミング機構(11)を制御することを特徴とする請求項1または2に記載のターボ過給機付内燃機関。

【請求項4】 前記制御手段(12)は、前記内燃機関の運転状態によらず、前記吸気バルブ(5)が閉じる時期が一定となるように前記可変バルブタイミング機構(11)を制御することを特徴とする請求項1ないし3のいずれか1つに記載のターボ過給機付内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関が排出する排気のエネルギを利用して圧縮機(コンプレッサ)を駆動し、吸気を過給するターボ過給機付内燃機関(以下、ターボ付エンジンと呼ぶ。)に関するものであり、車両に適用して有効である。

【0002】

【従来の技術】ターボ付エンジンは、前述のごとく、排

気のエネルギを利用して圧縮機を駆動するものである。で、圧縮機の運転状態(回転数)は、エンジン本体のように乗員がアクセル(吸気絞り弁)にて直接的に制御することができない。しかも、圧縮機の回転数は、排気の状態(排気の温度および圧力)に大きく依存するため、ターボ付エンジンの回転数が低く、排気の温度や圧力が低いときには、乗員が、車両を加速すべくアクセルの開度を大きくしても、排気の温度や圧力が、これに連動して直ぐに上昇しないので、アクセルの開度の増加に対して圧縮機の回転数が増大しないという現象が発生してしまう(以下、この現象をターボラグと呼ぶ。)

【0003】そこで、このターボラグを小さくすべく、例えば、特開昭59-37228号公報に記載の発明では、ターボ付エンジンの回転数が低いときには、圧縮機の容量を小さくするという手段が示されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記公報に記載の手段のごとく、ターボ付エンジンの回転数が低いときに圧縮機の容量を小さくすると、ターボラグを小さくすることはできるが、圧縮機の容量そのものを小さくしているので、過給機を備えているのかかわらず、エンジン出力の向上量が小さくなってしまう。

【0005】本発明は、上記点に鑑み、ターボラグを小さくしつつ、エンジン出力を増大させることを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】本発明は、上記目的を達成するために、以下の技術的手段を用いる。請求項1に記載の発明では、内燃機関の回転数が所定値より低いときには、内燃機関の吸入行程において、内燃機関のピストン(2)が上死点から下死点側に変位した時に、吸気バルブ(5)を開くように可変バルブタイミング機構(11)を制御することを特徴とする。

【0007】これにより、内燃機関のサイクルが吸入行程に移行したにもかかわらず、吸気バルブ(5)が閉じているので、後述するように、吸気バルブ(5)の上流側と下流側との間で圧力差が大きくなる。そして、この状態で吸気バルブ(5)を開くと、吸気は、大きくなった圧力差により大きく加速されて、内燃機関内に流入するため、吸気の有する運動エネルギーが増大する。

【0008】したがって、この増大した運動エネルギーにより、排気のエネルギが増大させられるので、ターボ過給機(9、10)を駆動する力(エネルギー)が大きくなる。延いては、ターボ過給機(9、10)の回転数を増大させて過給量を増大させることができるので、ターボラグを小さくしつつ、内燃機関の出力を増大させることができる。

【0009】請求項2に記載の発明では、内燃機関の回転数が高くなるほど、吸気バルブ(5)が開く時期を、内燃機関の吸入行程中から排気行程側に変化させるよう

に可変バルブタイミング機構(11)を制御することを特徴とする。これにより、所定の内燃機関の回転数より低いときには、ピストン(2)が上死点から下死点側に所定量変位した時に、吸気バルブ(5)が開くこととなり、吸気バルブ5が開く時期が、請求項1に記載の発明と同様に制御されることとなる。したがって、請求項1に記載の発明と同様な効果を得ることができる。

【0010】なお、請求項3に記載の発明のごとく、請求項1または2に記載の発明の特徴に加えて、負荷検出手段(14)の検出値が大きくなるほど、吸気バルブ(5)が開く時期を、内燃機関の吸入行程の上死点側から下死点側に変化させるように可変バルブタイミング機構(11)を制御してもよい。また、請求項4に記載の発明のごとく、請求項1～3のいずれか1つに記載の発明の特徴に加えて、内燃機関の運転状態によらず、吸気バルブ(5)が閉じる時期が一定となるように可変バルブタイミング機構(11)を制御してもよい。

【0011】なお、上記各手段の括弧内の符号は、後述する実施形態記載の具体的手段との対応関係を示すものである。

【0012】

【発明の実施の形態】本実施形態は、本発明を4サイクルディーゼルエンジン(以下、エンジンと略す。)に適用したものであり、図1は、本実施形態に係るターボ付エンジンの模式図である。図1中、1はエンジンのシリンダブロックであり、2はシリンダブロック内で往復運動するピストンである。なお、このピストン2は、コンロッド(図示せず)を介してクランクに連結されており、このクランクは、周知のごとく、ピストン2が1往復する間に一回転するように構成されている。

【0013】3は、シリンダブロック1、ピストン2およびシリンダヘッド4からなる燃焼室であり、5は燃焼室3のうち吸気が流通する開口部を開閉する吸気バルブであり、6は燃焼室3のうち排気が流通する開口部を開閉する吸気バルブである。また、7は吸気が流通する吸気管(吸入ポート)であり、8は排気が流通する排気管(排気ポート)である。そして、排気管8には、排気の有するエネルギー(熱エネルギーおよび圧力エネルギー)により回転駆動される、周知のタービン9が配設されている。一方、吸気管7には、タービン9によって駆動されて吸気を圧縮機する圧縮機(ターボチャージャ)10が配設されている。そして、タービン9と圧縮機とを合わせて吸気を過給するターボ過給機と呼ぶ。

【0014】ところで、11は、両バルブ5、6の開閉時期(開閉タイミング)を変化させる可変バルブタイミング機構であり、この可変バルブタイミング機構11は、例えばヘルカルギア付きピストンを油圧力で駆動し、カムシャフトとタイミングプーリとの位相を変化させて両バルブ5、6の開閉時期(開閉タイミング)を変化させる等の周知のものである。

【0015】そして、可変バルブタイミング機構11は、電子制御装置(以下、ECUと呼ぶ。)12によって制御されており、このECU12は、周知のごとく、中央演算装置(CPU)、随時読み書き可能記憶装置(RAM)および読み出し専用記憶装置(ROM)からなるマイクロコンピュータである。また、ECU12には、吸入管7に配設されたアクセル(吸気絞り弁)13の開度を検出するアクセル開度センサ(開度検出手段)14、および前記クランクの回転角(以下、クランク角と呼ぶ。)を検出するクランク角センサ(クランク角検出手段)15からの信号が入力されている。なお、本実施形態では、エンジンの回転数は、クランク角センサ15の検出に基づいてECU12にて算出されており、クランク角センサ15はエンジンの回転数を検出する回転センサ(回転検出手段)をも兼ねている。

【0016】図1に、16は燃焼室3内に燃料(軽油)を噴射する燃料噴射弁(インジェクタ)であり、このインジェクタ16もECU12にて制御されている。図2は、ECU12の制御フローを示すフローチャートあり、以下、このフローチャートに基づいて本実施形態に係るターボ付エンジンの作動を述べる。まず、イグニッションスイッチ(図示せず)が投入されてエンジンが起動されると、各センサ14、15の検出値を読み込み(S100)、これら読み込まれた検出値(エンジンの回転数およびアクセル13の開度)から吸気バルブ5を開く時期を、図3、4に示されるように、エンジンの回転数およびアクセル13の開度と吸気バルブ5が開く時期との関係を示すマップに基づいて決定する(S110)。

【0017】次に、実際に吸気バルブ5が開く時期がS110で決定された時期となるように可変バルブタイミング機構11に向けて制御信号を出力する(S120)。次に、図3、4に示すマップについて述べる。すなわち、図3は、エンジンの回転数が高くなるほど、吸気バルブ5が開く時期が、エンジンの吸入行程中から排気行程側に変化することを意味し(図5の実線 L_1 、 L_2 参照)、図4は、アクセル13の開度が大きくなるほど、吸気バルブ5が開く時期が、吸入行程中から排気行程側に変化することを意味する(図5の実線 L_1 、 L_2 参照)。

【0018】つまり、吸気バルブ5が開く時期を T_0 とすると、 T_0 はエンジンの回転数 N とアクセル13の開度 A と関数(T)として表され(数式1参照)、この関数(T)を回転数 N で偏微分した値が負であり(数式2参照)、かつ、関数(T)を開度 A で偏微分した値が正であることを意味する(数式3参照)。

【0019】

【数1】 $T_0 \equiv T(N_e, A_e)$

ここで、 T_0 は図3、4に示すように、吸入行程において上死点から下死点に向かう向きを正としているので、

T_0 が正のときは、吸気バルブ5が吸入行程に入ってから（吸入行程中）開くことを意味し、一方、 T_0 が負のときは、吸気バルブ5が排気行程中に開くことを意味する。

【0020】

【数2】 $\partial T / \partial N_0 < 0$

【0021】

【数3】 $\partial T / \partial A_0 > 0$

なお、アクセル開度は、アクセル13を全開としたときの開度を100として百分率で示したものである。また、図5中、実線 L_1 はエンジン回転数が10000rpmであり、アクセル開度が、0%のときの吸気バルブ5のリフト量（吸気バルブ5の開度）とクランク角との関係を示し、破線 L_2 はエンジン回転数が1000rpmであり、アクセル開度が、50%のときの吸気バルブ5のリフト量とクランク角との関係を示している。因みに、実線 L_3 はエンジン回転数が1000rpmであり、アクセル開度が、0%のときの排気バルブ6のリフト量とクランク角との関係を示している。

【0022】ところで、念のために述べておくが、「吸入行程中から排気行程側に変化する」というときの排気行程とは、上記説明からも明らかなように、今、考えている吸入行程の前の排気行程を示すものであって、今、考えている吸入行程の次の排気行程（正確には、圧縮行程および爆発行程を経た後の次の排気行程）を示すものではない。

【0023】次に、本実施形態の特徴を述べる。本実施形態によれば、エンジンの回転数が高くなるほど、吸気バルブ5が開く時期を、エンジンの吸入行程中から排気行程側に変化させるので、図3、5に示すように、所定のエンジン回転数（本実施形態では、約2500rpm）より低いときには、吸入行程中のピストン2が上死点から下死点側に所定量変位した時に、吸気バルブ5が開くこととなる。

【0024】このため、エンジンのサイクルが吸入行程に移行したにもかかわらず、吸気バルブ5が閉じているので、燃焼室3内の圧力が大きく低下し、吸気管7内と燃焼室3内との圧力差が大きくなる。そして、この状態で吸気バルブ5を開くと、吸気は、大きくなった圧力差により大きく加速されて燃焼室3内に流入するため、燃焼室3内の吸気の有する運動エネルギーが増大する。

【0025】したがって、この増大した運動エネルギーにより、排気のエネルギーが増大させられるので、タービン9（圧縮機10）を駆動する力（エネルギー）が大きくなる。延いては、タービン9の回転数を増大させて過給量を増大させることができるので、ターボラグを小さくしつつ、エンジン出力を増大させることができる。換言すれば、本発明は、エンジンに、燃焼室3を膨張させる膨張仕事をさせ、この膨張仕事分のエネルギーにより排気のエネルギーを増大させるものである。

【0026】なお、上記所定のエンジン回転数、すなわち吸気バルブ5が開く時期 T_0 が零となる（上死点位置にて吸気バルブ5が開く時の）回転数は、通常のエンジン使用状態における最大回転数、または、ウェストゲートバルブ（過給圧の異常上昇を防止するバルブ）が開く時の回転数を示しており、この回転数は、エンジンの排気量、特性（ボアおよびストローク等）および形式やターボ過給機の容量等により個々に設定されるものである。

【0027】また、吸気バルブ5が開く時期 T_0 を決定するパラメータとして、エンジンの回転数に加えて、アクセル13の開度も考慮されているので、運転者のアクセル操作に、より良く応答してターボ過給機の稼動状態を制御することができる。また、アクセル13の開度が小さくなるほど、排気行程側で吸気バルブ5が開くので、大きなエンジン出力を必要としないアクセル13の開度が小さい領域ほど、エンジンに対して不必要な膨張仕事をさせることを防止することができる。

【0028】因みに、図6、7は、本実施形態に係るターボ付エンジンのターボ効率（実線）と上記公報に記載のターボ付エンジンのターボ効率（破線）との比較試験を示しており、本実施形態に係るターボ付エンジンのターボ効率は、エンジンの回転数およびアクセル13の開度のいずれの場合においても、上記公報に記載のターボ付エンジンより向上していることが判る。因みに、ターボ効率とは、圧縮機の有する最大過給量に対する、実際に過給された量との比を百分率で示したものである。

【0029】ところで、上述の実施形態では、エンジンの回転数 N 、およびアクセル13の開度 A に基づいて吸気バルブ5が開く時期を決定していたが、エンジンの回転数 N のみに基づいて吸気バルブ5が開く時期を決定してもよい。また、上述の実施形態では、図5に示すように、吸気バルブ5が開く時期のみを変化させ、吸気バルブ5が閉じる時期については、エンジンの運転状態によらず一定としていたが、吸気バルブ5が開く時期の変化に連動させて吸気バルブ5が閉じる時期を変化させてもよく、また、吸気バルブ5が開いている時間を一定としてもよい。

【0030】また、上述の実施形態では、ディーゼルエンジンを例に本発明を説明したが、本発明はターボ付ガソリンエンジンなどその他のターボ付内燃機関に対しても適用することができる。また、上述の実施形態では、アクセル13の開度をアクセル開度センサ14で検出することにより、エンジンの負荷を検出する負荷検出手段を構成したが、アクセルペダル等の操作員（乗員）が直接操作するアクセル操作手段の作動量（例えばアクセルペダルでは、踏み込み量）を検出することにより負荷検出手段を構成してもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】ターボ付ディーゼルエンジンの模式図である。

【図2】電子制御装置の制御フローを示すフローチャートである。

【図3】吸気バルブが開く時期とエンジンの回転数との関係を示すマップである。

【図4】吸気バルブが開く時期とアクセルの開度との関係を示すマップである。

【図5】吸気バルブおよび排気バルブのリフト量とクラック角との関係を示すチャートである。

【図6】ターボ効率とエンジンの回転数との関係を示す

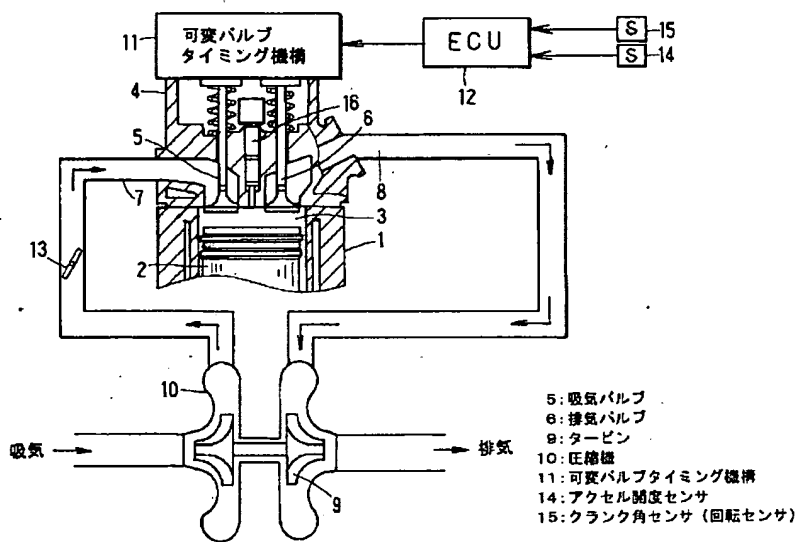
グラフである。

【図7】ターボ効率とアクセルの開度との関係を示すグラフである。

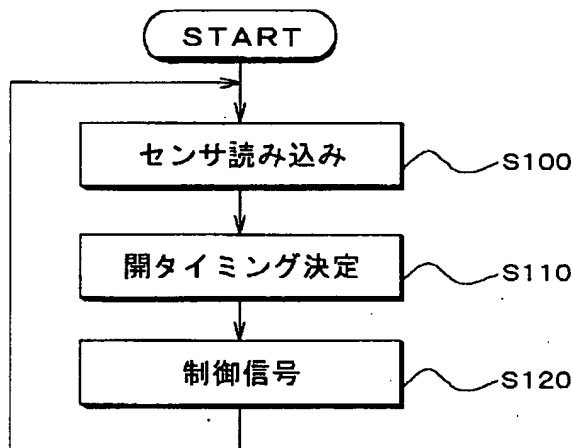
【符号の説明】

5…吸入バルブ、6…排気バルブ、9…タービン、10…圧縮機、11…可変バルブタイミング機構、12…電子制御装置、14…アクセル開度センサ（開度検出手段）、15…クランク角センサ（回転検出手段）。

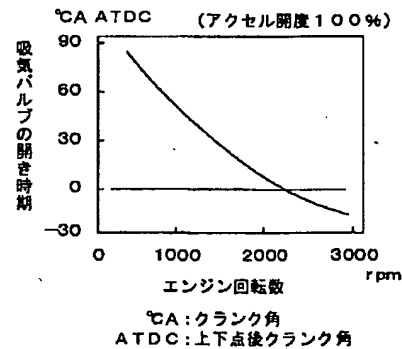
【図1】



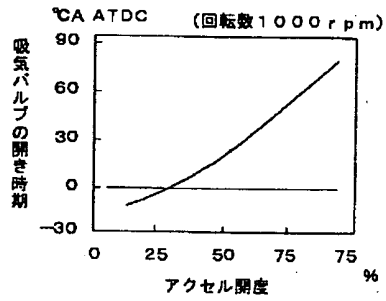
【図2】



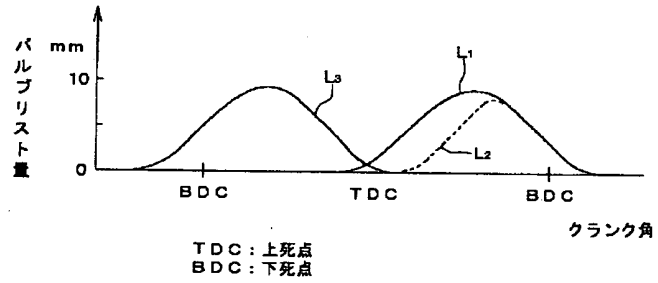
【図3】



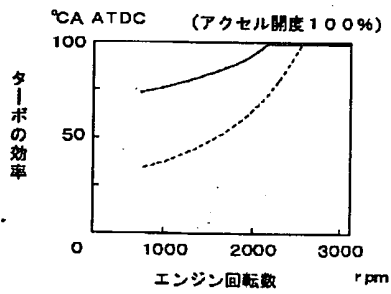
【図4】



【図5】



【図6】



【図7】

